

УДК 674.053:621.935

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЕКСЦЕНТРИСИТЕТУ ОБЕРТОВИХ ЛАНОК НА АМПЛІТУДУ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ ПОЛОТНА СТРІЧКОВОЇ ПИЛКИ

Л.Ф. Дзюба¹, О.І. Хитряк²

Поперечні коливання ділянок полотна стрічкової пилки досліджено з урахуванням поздовжнього руху за наявності ексцентриситету обертових ланок. Розглянуто резонансний випадок поперечних коливань за різного початкового натягу полотна пилки у разі зовнішнього незначного періодичного збурення. Амплітудно-частотні характеристики ділянок полотна стрічкової пилки побудовано за результатом розв'язування нелінійного диференціального рівняння з використанням методу Бубнова-Гальоркіна та основних ідей методів збурень.

Ключові слова: поперечні коливання, резонанс, стрічкова пилка, ексцентриситет, амплітудно-частотна характеристика.

Актуальність і огляд основних результатів. У механізмі різання стрічковопилкового верстата наявні обертові ланки – пилкові шківів та напрямні ролики. Розміщена на шківів попередньо розтягнута стрічкова пилка під час поздовжнього руху зі значною швидкістю (до 50 м/с) коливається у поперечному напрямку [1]. Для зменшення робочої довжини вітки стрічкової пилки та збільшення жорсткості цієї вітки в зоні пиляння використовують відтискні ролики. Встановлені з незначним ексцентриситетом пилкові шківів або відтискні ролики впливають на поперечні коливання полотна пилки. Наявність таких коливань у площині найменшої жорсткості на згин сприяє появі циклічних напружень і, як наслідок, втомних тріщин у полотні пилки [2]. Незначне зовнішнє збурення у разі резонансу зумовлює істотне зростання амплітуди поперечних коливань полотна пилки. Вплив на амплітуду резонансних поперечних коливань змінної сили попереднього натягу рухомого полотна пилки оцінено в [3]. Однак резонансні поперечні коливання полотна пилки, спричинені ексцентриситетом обертових ланок, не досліджено. Резонансні коливання гнучких рухомих ланок з урахуванням ексцентриситету обертових ланок розглянуто в роботі [4]. Проте для гнучких поздовжньо рухомих ланок не враховують жорсткість на згин. Тому метою роботи є дослідження впливу ексцентриситету обертових ланок, якими є пилкові шківів або відтискні ролики, на амплітуду поперечних резонансних коливань рухомого полотна стрічкової пилки.

Постановка задачі та методика її розв'язування. За розрахункову схему ділянки розтягнутого полотна стрічкової пилки приймаємо стержень на двох опорах (рис. 1). Залежно від того, яку ділянку полотна пилки розглядаємо, за опори вважаємо або пилкові шківів, на яких з натягом розміщена вузька стрічкова пилка, або напрямні ролики, які відтискають розтягнуте полотно пилки. В обох випадках опори мають однаковий радіус r (див. рис. 1), який буде більшим для пилкових шківів та меншим для напрямних роликів. Кутів швидкості обертових ланок позначено Ω_1 та Ω_2 . У конструкції стрічковопилкового верста-

та величина ексцентриситету шківів чи роликів визначається точністю виготовлення деталей, тобто величиною полів допусків та посадками деталей. Тому ексцентриситети e_1, e_2 (див. рис. 1) мають малі значення. Поздовжній рух пилки враховуємо швидкістю v та досліджуємо відхилення $u(x,t)$ перерізу полотна з координатою x в поперечному напрямку. Нехтуючи зубчастим вінцем, поперечний переріз полотна пилки вважаємо прямокутником з осьовим моментом інерції відносно нейтральної осі $I = Bs^3/12$, де B, s – ширина та висота перерізу.

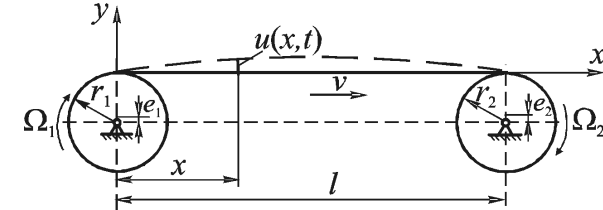


Рис. 1. Розрахункова схема ділянки полотна вузької стрічкової пилки

Змушені поперечні коливання ділянки полотна вузької стрічкової пилки опишемо диференціальним рівнянням із частинними похідними [4, 5]

$$u_{tt} + 2\nu u_{xt} - (\alpha^2 - v^2)u_{xx} + \beta^2 u_{xxxx} = \varepsilon m^{-1} \{ H \sin \theta + f(u, u_x, u_t, \dots) \}, \quad (1)$$

де: $u(x,t)$ – поперечне переміщення полотна стрічкової пилки з координатою x у довільний момент часу t ; H – амплітуда зовнішнього збурення, $\theta = \mu t$, μ – частота зовнішнього збурення; $f(u, u_x, u_t, \dots)$ – функція, яка описує нелінійні характеристики механічної системи; ε – малий параметр; $\alpha^2 = Nm^{-1}$; N – стала сила початкового натягу; $\beta^2 = EIm^{-1}$; m – маса одиниці довжини полотна пилки, E – модуль пружності першого роду матеріалу пилки.

Крайові умови, що враховують незначні ексцентриситети шківів (або двох напрямних роликів) та кутові швидкості Ω_1, Ω_2 їх обертання мають вигляд [4]:

$$u|_{x=0} = \varepsilon e_1 \sin(\Omega_1 t); \quad u|_{x=l} = \varepsilon e_2 \sin(\Omega_2 t); \quad u_{xx}|_{x=0} = u_{xx}|_{x=l} = 0. \quad (2)$$

Обмежимося дослідженням головного резонансу за малого гармонійного збурення у першому наближенні [3]. Вважаємо, що між частотою власних коливань полотна стрічкової пилки ω , частотою зовнішнього збурення μ та кутовими швидкостями обертання шківів Ω_1, Ω_2 має місце співвідношення $\omega \approx \mu \approx \Omega_1 \approx \Omega_2$.

Застосовуючи методику дослідження нелінійних коливань у системах із збуреними крайовими умовами [6], розв'язок задачі (1), (2) шукаємо у вигляді

$$u(x,t) = \vartheta(x,t) + \varepsilon w(x,t), \quad (3)$$

де $w(x,t)$ та $\vartheta(x,t)$ – деякі невідомі функції.

Функцію $w(x,t)$ знаходимо з крайової задачі

$$w_{xxxx} = 0; \quad (4)$$

$$w|_{x=0} = e_1 \sin(\mu t); \quad w|_{x=l} = e_2 \sin(\mu t); \quad w_{xx}|_{x=0} = w_{xx}|_{x=l} = 0. \quad (5)$$

¹ доц. Л.Ф. Дзюба, канд. техн. наук – Львівський ДУ безпеки життєдіяльності;

² доц. О.І. Хитряк, канд. техн. наук – Національна академія сухопутних військ ім. гетьмана Петра Сагайдачного

$$\text{у вигляді} \quad w(x, t) = l^{-1}((e_2 - e_1)x + e_1) \sin \mu t. \quad (6)$$

З урахуванням (3) та (6) у рівнянні (1), для першого наближення отримуємо однорідну крайову задачу для знаходження функції $v(x, t)$:

$$\vartheta_{tt} + 2\nu\vartheta_{xt} - (\alpha^2 - \nu^2)\vartheta_{xx} + \beta^2\vartheta_{xxx} = \varepsilon m^{-1}\{H \sin \theta + f(u, u_x, u_t, \dots)\} + \varepsilon \tilde{f}(x, t); \quad (7)$$

$$\vartheta|_{x=0} = 0; \quad \vartheta|_{x=l} = 0; \quad \vartheta_{xx}|_{x=0} = \vartheta_{xx}|_{x=l} = 0, \quad (8)$$

$$\text{де } \tilde{f}(x, t) = l^{-1}\{\cos(\mu t)(2\nu e_1 - 2\nu e_2)\mu + \sin(\mu t)((l - x)e_1 + e_2x)\mu^2\}.$$

Для отримання амплітудно-частотних характеристик поперечних коливань на базі (7), (8) скористаємось основними ідеями методів Бубнова-Гальоркіна [7] та збурень [8]. Розв'язок рівнянь (7), (8) подамо у вигляді

$$\vartheta(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} X_k(x) T_k(t), \quad (9)$$

де $\{X_k(x)\} = \{\sin(\kappa_k x)\}$ – функції, що задовольняють ті умови, що впливають з (8). Тоді одночастотні розв'язки рівняння (7) за умов (8) набувають такого вигляду:

$$\vartheta(x, t) = T_k(t) \sin(\kappa_k x), \quad k = 1, 2, \dots, \quad (10)$$

де $T_k(t)$ – функції, які визначаємо залежно від початкових умов, $\kappa_k = k\pi l^{-1}$. Тут і далі індекс k , що вказує на форму коливань, опущений.

Після підстановки (10) в (7) дістанемо:

$$\begin{aligned} &(\ddot{T}(t) + (\alpha^2 - \nu^2)\kappa^2 T(t) + \beta^2 \kappa^4 T(t)) \sin \kappa x + 2\nu \kappa \dot{T}(t) \cos \kappa x = \\ &= \varepsilon m^{-1}\{H \sin \theta + f(T(t) \sin \kappa x + \varepsilon w, \dots)\} + \varepsilon \tilde{f}(x, t). \end{aligned} \quad (11)$$

Помноживши обидві частини диференціального рівняння (11) на $\sin(\kappa x)$ та проінтегрувавши отримані вирази в межах від 0 до l , отримаємо диференціальне рівняння для знаходження невідомих $T(t)$:

$$\ddot{T}(t) + \omega^2 T(t) = \varepsilon (m^{-1} f(T(t), \dot{T}(t), \dots) + (H_0 + H_1 \mu^2) \sin \mu t + H_2 \mu \cos \mu t), \quad (12)$$

$$\text{де } \omega^2 = \kappa^2 (\alpha^2 - \nu^2 + \beta^2 \kappa^2), \quad H_0 = 2lm^{-1}H; \quad H_1 = 2l^{-2}(e_1 G_1 + G_2(e_2 - e_1)); \\ H_2 = 4\nu l^{-2}G_1(e_1 - e_2); \quad G_1 = \kappa^{-1}(1 - \cos(\kappa l)); \quad G_2 = \kappa^{-2}(\sin(\kappa l) - \kappa l \cos(\kappa l));$$

$$f(T(t), \dot{T}(t), \dots) = \int_0^l f(T(t) \sin \kappa x + \varepsilon w, \dots) \sin(\kappa x) dx. \quad (13)$$

У разі резонансу різниця $\gamma = \psi - \theta$ між фазою власних коливань ψ та зовнішнім збуренням θ істотно впливає на амплітуду та частоту коливань [8]. Ураховуючи це, на підставі загальної ідеї методу Крилова-Боголюбова-Митропольського [7], запишемо одночастотний розв'язок рівняння (12) у першому наближенні

$$T(t) = a \cos(\theta + \gamma) + \varepsilon T_1(a, \gamma, \theta), \quad (14)$$

де амплітуда a та різниця фаз γ є змінними у часі величинами. Базою для їх визначення є система диференціальних рівнянь:

$$\dot{a} = \varepsilon \Lambda(a, \gamma); \quad \dot{\gamma} = \omega - \mu + \varepsilon \Xi(a, \gamma), \quad (15)$$

де $\Lambda(a, \gamma), \Xi(a, \gamma)$ – невідомі періодичні за змінною γ з періодом 2π функції. Після підстановки (14) з урахуванням (15) у рівняння (12) та прирівнювання коефіцієнтів за однакових степенів ε , отримуємо

$$\begin{aligned} \ddot{T}_1(t) + \omega^2 T_1(t) = m^{-1} f(T(t), \dot{T}(t), \dots) + (H_0 + H_1 \mu^2) \sin \theta + H_2 \mu \cos \theta + \\ + 2\omega \Lambda(a, \gamma) \sin(\theta + \gamma) + 2\omega a \Xi(a, \gamma) \cos(\theta + \gamma). \end{aligned} \quad (16)$$

Для однозначного визначення $\Lambda(a, \gamma), \Xi(a, \gamma)$ вважається [7], що функція $T_1(a, \gamma, \theta)$ та її частинні похідні до другого порядку включно є 2π -періодичними по $\psi = \theta + \gamma$ і не містять у розкладах доданків пропорційних $\sin \psi$ і $\cos \psi$. На підставі вказаного з (16) маємо:

$$\begin{aligned} (\pi m)^{-1} \int_0^{2\pi} f(T(t), \dot{T}(t), \dots) \sin \psi d\psi + (H_0 + H_1 \mu^2) \cos \gamma + H_2 \mu \sin \gamma + 2\omega \Lambda(a, \gamma) = 0, \\ (\pi m)^{-1} \int_0^{2\pi} f(T(t), \dot{T}(t), \dots) \cos \psi d\psi - (H_0 + H_1 \mu^2) \sin \gamma + H_2 \mu \cos \gamma + 2\omega a \Xi(a, \gamma) = 0. \end{aligned} \quad (17)$$

Після визначення з (17) функцій $\Lambda(a, \gamma), \Xi(a, \gamma)$ на основі (15) отримуємо систему диференціальних рівнянь, що описує основні параметри коливань у разі резонансу:

$$\begin{aligned} \frac{d\gamma}{dt} = \omega - \mu - \frac{\varepsilon}{(\omega + \mu)a} \left\{ \frac{1}{m\pi} \int_0^{2\pi} f(T(t), \dot{T}(t), \dots) \cos \psi d\psi - (H_0 + H_1 \mu^2) \sin \gamma + H_2 \mu \cos \gamma \right\}; \\ \frac{da}{dt} = -\frac{\varepsilon}{\omega + \mu} \left\{ \frac{1}{m\pi} \int_0^{2\pi} f(T(t), \dot{T}(t), \dots) \sin \psi d\psi + (H_0 + H_1 \mu^2) \cos \gamma + H_2 \mu \sin \gamma \right\}. \end{aligned} \quad (18)$$

Результати дослідження. Побудовану за (18) залежність амплітуди змушених поперечних коливань від часу для ділянки полотна стрічкової пилки завдовжки 1,3 м, що відповідає відстані між центрами пилкових шківів і можна вважати довжиною тягнутої вітки стрічкової пилки, за різних напружень попереднього натягу показано на рис. 2. Геометричні розміри поперечного перерізу ділянки полотна пилки: $B=26$ мм, $s=1$ мм. Швидкість поздовжнього руху (швидкість різання) дорівнює $v=30$ м/с. Значення ексцентриситетів шківів $e_1 = 3 \cdot 10^{-6}$ м, $e_2 = 4 \cdot 10^{-6}$ м. Матеріал стрічкової пилки – сталь, фізико-механічні характеристики якої: модуль пружності першого роду $E=2,1 \cdot 10^6$ МПа, густина $\rho=7850$ кг/м³.

Найбільшого значення амплітуда резонансних коливань тягнутої вітки полотна пилки досягає за найбільшого початкового напруження натягу в 200 МПа. У разі резонансних коливань, зумовлених зміною сили початкового натягу [3], за величини напруження 200 МПа амплітуда буде найменшою.

Для ділянок меншої довжини за менших ексцентриситетів $e_1 = e_2 = 2 \cdot 10^{-6}$ м, величина амплітуди зростає (рис. 3). Найбільшою амплітуда коливань за вказаного ексцентриситету є для найкоротшої ділянки полотна. Для ділянки завдовжки 0,5 м амплітуда більша майже в три рази порівняно з ділянкою завдовжки 1,3 м. Отже амплітуда резонансних поперечних коливань, зумовлених ексцен-

триситетом обертових ланок, на довшій ділянці є меншою, ніж на коротких ділянках полотна між напрямними роликками чи напрямним роликком і шківом (довжини, відповідно, 0,8 м і 0,5 м). Тому розглянемо коливання ділянки полотна пилки завдовжки $l = 0,5$ м за різних значень ексцентриситету (рис. 4).

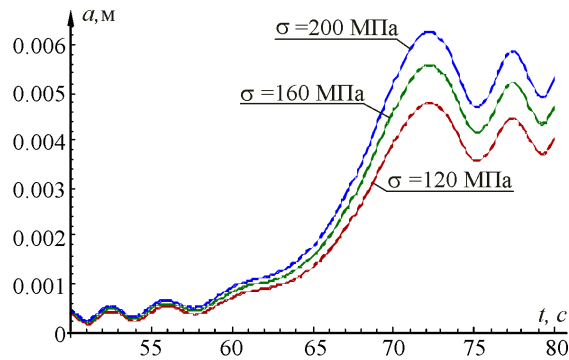


Рис. 2. Амплітуди резонансних коливань ділянки полотна стрічкової пилки завдовжки 1,3 м за різних значень напружень попереднього натягу

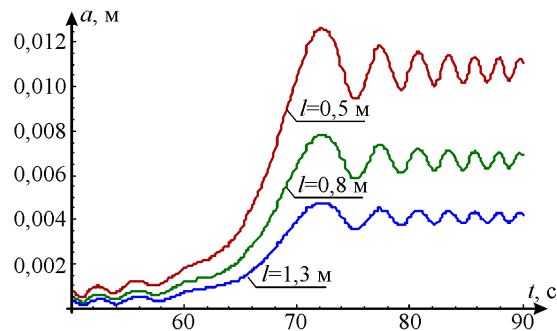


Рис. 3. Амплітуди резонансних коливань ділянок полотна стрічкової пилки різної довжини

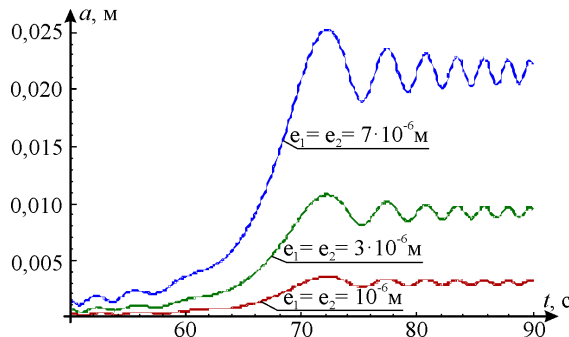


Рис. 4. Амплітуди резонансних коливань ділянки полотна стрічкової пилки завдовжки 0,5 м за напруження початкового натягу 120 МПа за різних значень ексцентриситету значень напружень попереднього натягу

У разі збільшення ексцентриситету від 10^{-6} м до величини $7 \cdot 10^{-6}$ м амплітуда коливань короткої ділянки завдовжки 0,5 м зростає майже у п'ять разів і досягає значення $25 \cdot 10^{-3}$ м. Для уникнення таких значних амплітуд потрібно забезпечувати відповідну точність виготовлення та балансування обертових мас, якими є напрямні роликки та пилкові шківки.

У табл. 1 та 2 наведено значення амплітуд резонансних коливань ділянок полотна стрічкової пилки завширшки 26 та 52 мм з урахуванням різних напружень початкового натягу і, відповідно, різних величин сталих складових сили натягу за двох швидкостей різання: $v=30$ м/с (див. табл. 1) та $v=50$ м/с (див. табл. 2). Початкова амплітуда резонансних коливань при виконанні обчислень прийнята $a_0 = 0,1$ мм. Для ширшого полотна стрічкової пилки амплітуда більша від усіх значень ексцентриситету, однак це збільшення не істотне. Амплітуда збільшується приблизно на 0,1 мм для вдвічі ширшого полотна.

Збільшення швидкості різання з $v = 30$ м/с до $v = 50$ м/с призводить до зменшення амплітуди резонансних коливань. Причому за більшого ексцентриситету зі збільшенням швидкості різання величина амплітуди зменшується на більшу величину. За ексцентриситету $e_1 = e_2 = 1 \cdot 10^{-6}$ м амплітуда коливань ділянки полотна завдовжки 1,3 м зменшується на 0,1 мм, а за ексцентриситету $e_1 = e_2 = 3 \cdot 10^{-6}$ м – на 0,3 мм. За більшого ексцентриситету ($e_1 = e_2 = 3 \cdot 10^{-6}$ м) коротка ділянка полотна пилки ($l = 0,5$ м) коливається з однаковою амплітудою за різних значень швидкості руху. Отже, за малої довжини швидкість різання не впливає на амплітуду коливань.

Табл. 1. Амплітуди резонансних коливань ділянок полотна стрічкової пилки за швидкості різання $v=30$ м/с

Значення ексцентриситетів $e, м$	Ширина полотна пилки $B, мм$	Напруження попереднього натягу $\sigma_0, МПа$	Стала складова сили натягу $N, Н$	Амплітуда резонансних коливань $a, м$	
				$l = 0,5 м$	$l_1 = 1,3 м$
Довжина ділянки полотна					
$e_1 = 1 \cdot 10^{-6}, e_2 = 1 \cdot 10^{-6}$	26	120	3120	0,0035	0,0013
		160	4160	0,0041	0,0015
		200	5200	0,0046	0,0017
	52	120	6240	0,0035	0,0013
		160	8320	0,0041	0,0015
		200	10400	0,0047	0,0017
$e_1 = 2 \cdot 10^{-6}, e_2 = 2 \cdot 10^{-6}$	26	120	3120	0,0071	0,0027
		160	4160	0,0083	0,0031
		200	5200	0,0093	0,0035
	52	120	6240	0,0072	0,0027
		160	8320	0,0084	0,0031
		200	10400	0,0094	0,0035
$e_1 = 3 \cdot 10^{-6}, e_2 = 3 \cdot 10^{-6}$	26	120	3120	0,0108	0,0041
		160	4160	0,0126	0,0048
		200	5200	0,0141	0,0054
	52	120	6240	0,0107	0,0040
		160	8320	0,0125	0,0047
		200	10400	0,0141	0,0054

Табл. 2. Амплітуди резонансних коливань ділянок полотна стрічкової пилки за швидкості різання $v = 50$ м/с

Значення ексцентриситетів e , м	Ширина полотна пилки B , мм	Напруження попереднього натягу σ_0 , МПа	Стала складова сили натягу N , Н	Амплітуда резонансних коливань a , м	
				$l = 0,5$ м	$l_1 = 1,3$ м
Довжина ділянки полотна				$l = 0,5$ м	$l_1 = 1,3$ м
$e_1 = 1 \cdot 10^{-6}$, $e_2 = 1 \cdot 10^{-6}$	26	120	3120	0,0033	0,0012
		160	4160	0,0039	0,0015
		200	5200	0,0044	0,0017
	52	120	6240	0,0033	0,0012
		160	8320	0,0040	0,0015
		200	10400	0,0045	0,0017
$e_1 = 2 \cdot 10^{-6}$, $e_2 = 2 \cdot 10^{-6}$	26	120	3120	0,0067	0,0025
		160	4160	0,0080	0,0030
		200	5200	0,0090	0,0034
	52	120	6240	0,0067	0,0025
		160	8320	0,0080	0,0030
		200	10400	0,0090	0,0034
$e_1 = 3 \cdot 10^{-6}$, $e_2 = 3 \cdot 10^{-6}$	26	120	3120	0,0102	0,0039
		160	4160	0,0120	0,0046
		200	5200	0,0136	0,0052
	52	120	6240	0,0101	0,0038
		160	8320	0,0120	0,0045
		200	10400	0,0136	0,0052

Висновки. Дослідження поперечних резонансних коливань полотна стрічкової пилки виконано на підставі розв'язування нелінійного диференціального рівняння для поздовжнього рухомого жорсткого стержня на двох опорах за наявності можливого ексцентриситету опор. У дослідженні враховано такі геометричні та технологічні параметри: ширина та довжина ділянки полотна стрічкової пилки, напруження попереднього натягу (сила натягу), швидкість різання.

Установлено, що внаслідок незначного зовнішнього збурення на різних ділянках полотна (між пилковими шківками, між напрямними роликками, між напрямними роликком і пилковим шківком) під час холостого руху пилки можуть виникати поперечні резонансні коливання, зумовлені ексцентриситетом обертових ланок. Наявність незначного ексцентриситету у разі резонансних коливань зумовлює значне зростання амплітуди поперечних коливань полотна пилки. Причому, за більшого натягу полотна амплітуда збільшується: для ділянки завдовжки 1,3 м за початкового напруження полотна 120 МПа амплітуда становить 4,6 мм, за напруження 200 МПа – 6,4 мм.

За наявності ексцентриситету довша ділянка полотна пилки коливається з меншими амплітудами, ніж коротша. Ширина полотна істотно не впливає на амплітуду змушених резонансних коливань. Збільшення швидкості різання зменшує амплітуду резонансних коливань за всіх досліджених значень ексцентриситету.

Отже, для уникнення небезпечних резонансних явищ у полотні стрічкової пилки потрібно якнайточніше виготовляти пилкові шківки та напрямні роликки та розміщувати їх на валах та осях з якнайменшими зазорами. На етапі проектування за складальними кресленнями вузлів стрічковопилкового верстата, де вказані допуски на виготовлення та посадки деталей, за допомогою запропонованої методики дослідження змушених поперечних резонансних коливань полотна стрічкової пилки можна обчислити амплітуди таких коливань.

Література

1. Дзюба Л. Дослідження динамічної стійкості стрічкової пилки / Л. Дзюба, І. Ребезнюк, О. Меньшикова, А. Пилип'як // *Машинознавство* : сб. науч. тр. – 2009. – Вип. 6. – С. 34-37.
2. Кондратюк А.А. Оценка напряженного состояния ленточных пил / А.А. Кондратюк, В.К. Шилько // *Известия Томского политехнического университета* : сб. науч. тр. – 2004. – Т. 307, № 2. – С. 138-142.
3. Dzyuba L. Resonant vibrations of the moving band saw blade with variable tension / L. Dzyuba, O. Khytriak, O. Menshykova, I. Rebeznyuk // *Technical Sciences. Universit of Warmia and Mazury in Olsztyn (Poland)*. – 2015. – Vol. 18(1). – Pp. 35-45.
4. Lixin Zhang Dynamic analysis of viscoelastic serpentine belt drive systems / Zhang Lixin University of Toronto, 1999. – Pp. 349.
5. Lengoc Lan. Vibration of bandsaws Vibration of bandsaws / Lan Lengoc, 1990. – 259 p.
6. Pukach P. Ya. Methods for the analysis of dynamic processes in nonlinear nonautonomous mechanical systems with different structures / P. Ya. Pukach. – Lviv : Lviv Polytechnic National University, 2014. – 40 p.
7. Боголюбов Н.Н. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний / Н.Н. Боголюбов, Ю.А. Митропольский. – М. : Изд-во "Наука", 1974. – 501 с.
8. Найфэ А.Х. Методы возмущений : пер. с англ. А.А. Мелияна и А.А. Миронова / А.Х. Найфэ; под ред. Ф.Л. Черноуського. – М. : Изд-во "Мир", 1976. – 456 с.

Надійшла до редакції 15.12.2016 р.

Дзюба Л.Ф., Хытрян О.І. Исследование влияния эксцентриситета вращающихся звеньев на амплитуду поперечных колебаний полотна ленточной пилы

Поперечные колебания участков полотна ленточной пилы исследованы с учетом продольного движения при наличии эксцентриситета вращательных звеньев. Рассмотрен резонансный случай поперечных колебаний при различных начальных натяжениях полотна пилы при внешнем незначительном периодическом возбуждении. Амплитудно-частотные характеристики участков полотна ленточной пилы построены по результатам решения нелинейного дифференциального уравнения с использованием метода Бубнова-Галеркина и основных идей методов возмущений.

Ключевые слова: поперечные колебания, резонанс, ленточная пила, эксцентриситет, амплитудно-частотная характеристика.

Dzyuba L.F., Khytriak O.I. The Research of the Influence of the Eccentricity of the Rotating Link on the Amplitude of Cross Oscillations of the Band Saw Cloth

Transverse modes of the band saw blade parts were investigated with consideration to longitudinal movement with the eccentricity of the rotational links. The resonant case of transverse modes with various initial tension of the blade saw and with insignificant external periodic excitation was considered. The amplitude-frequency characteristics of the band saw blade sections are constructed on the basis of the results of nonlinear differential equation solving used with the Bubnov-Galerkin's method and the main ideas of perturbation methods.

Keywords: transverse vibrations, resonance, band saw, eccentricity, amplitude frequency characteristic.